

УДК 629.027

**СЕРГИЕНКО Н.Е.**, к.т.н., доц., НТУ «ХПИ»

**РЕБРОВ А.Ю.**, к.т.н., доц., НТУ «ХПИ»

**СЕРГИЕНКО А.Н.**, аспирант, НТУ «ХПИ»

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЖЕННОСТИ БАЛАНСИРА ПОДВЕСКИ ГУСЕНИЧНОГО ТРАКТОРА

Представлены результаты количественной оценки нагруженности балансира подвески гусеничного трактора при сборке и аварийных условиях работы МТА.

**Введение.** Элементы ходовой системы являются наиболее нагруженными деталями трактора, так как они передают увеличенный трансмиссией момент от двигателя трактора, обеспечивают взаимодействие с опорной поверхностью и передачу усилий, задающих движение трактора в заданном направлении. Одним из нагруженных элементов трактора является балансир, который обеспечивает соединение опорных катков с кронштейнами рамы.

**Анализ последних достижений и публикаций.** Вопросами определения параметров элементов ходовой системы и нагрузок, возникающих в процессе работы трактора, постоянно занимаются исследователи. Работы [1-3 и др.] широко используется инженерами-конструкторами, исследователями при создании и модернизации тракторов. Определение запаса прочности любого элемента подвески позволяет оценить его работоспособность и выбрать рациональные конструктивные параметры при различных условиях взаимодействия с гусеницей и с опорной поверхностью [4]. Однако исследователями не достаточно внимания уделено вопросу определения нагруженности балансира трактора на предельных режимах работы МТА с учетом напряженного состояния его в собранном виде.

### Цель и постановка задачи.

Определение нагрузок, возникающих в балансире ходовой системы при сборке и работе гусеничного трактора на пахоте.

**Определение нагруженности балансира.** При сборке в отверстие балансира запрессовывается втулка. Для определения напряжения в балансире при запрессовке втулки составлена расчетная схема, приведенная на рис. 1. Размеры принятые на схеме следующие:  $d_2 = 94$  мм;  $D_2 = 70$  мм;  $d_3 = 58$  мм. Принимаем, что втулка запрессована в цилиндр, как показано на рис. 1. Согласно заданных размеров по чертежу (150.31.102-1) - натяг посадки втулки в балансире составляет:  $N_{\max} = 0,148$  мм,  $N_{\min} = 0,046$  мм.

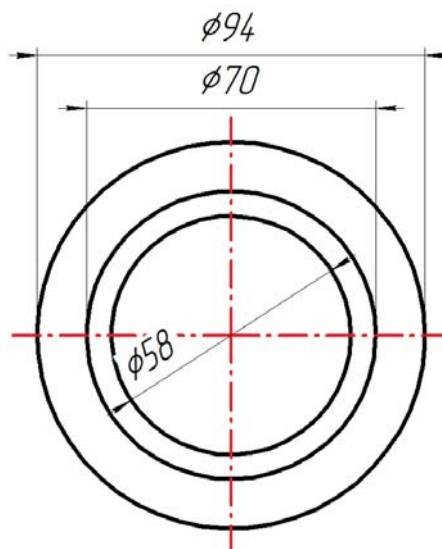


Рисунок 1 – Схема определения напряжения в балансире подвески

Удельное давление в сопрягаемом соединении равно [1]:

$$P = \frac{N}{D_2 \left( \frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right)},$$

где  $C_1 = \frac{1 + \left( \frac{D_2}{d_1} \right)^2}{1 - \left( \frac{D_2}{d_1} \right)^2} + \mu = 3.789$ ;  $C_2 = \frac{1 + \left( \frac{d_3}{D_2} \right)^2}{1 - \left( \frac{d_3}{D_2} \right)^2} - \mu = 5.08$ ;

$\mu$  – коэффициент Пуассона, равный 0,3;

$E_1 = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$  – модуль упругости для втулки;

$E_2 = 1,3 \cdot 10^5 \text{ МПа}$  – модуль упругости для балансира.

При максимальном натяге соединения величина

$$P = 37 \frac{H}{\text{мм}^2} (\text{МПа}).$$

Напряжение на разрыв равно:

$$\sigma_p = \frac{P \cdot D_2}{\frac{(d_2 - D_2)}{2} \cdot 2};$$

$$\sigma_{p \max} = 107 \text{ МПа}; \sigma_{p \min} = 40,8 \text{ МПа}.$$

При нагрузке на опорном катке  $Q = 50 \text{ кН}$  (см. рис. 2) усилие на пружине будет равно:

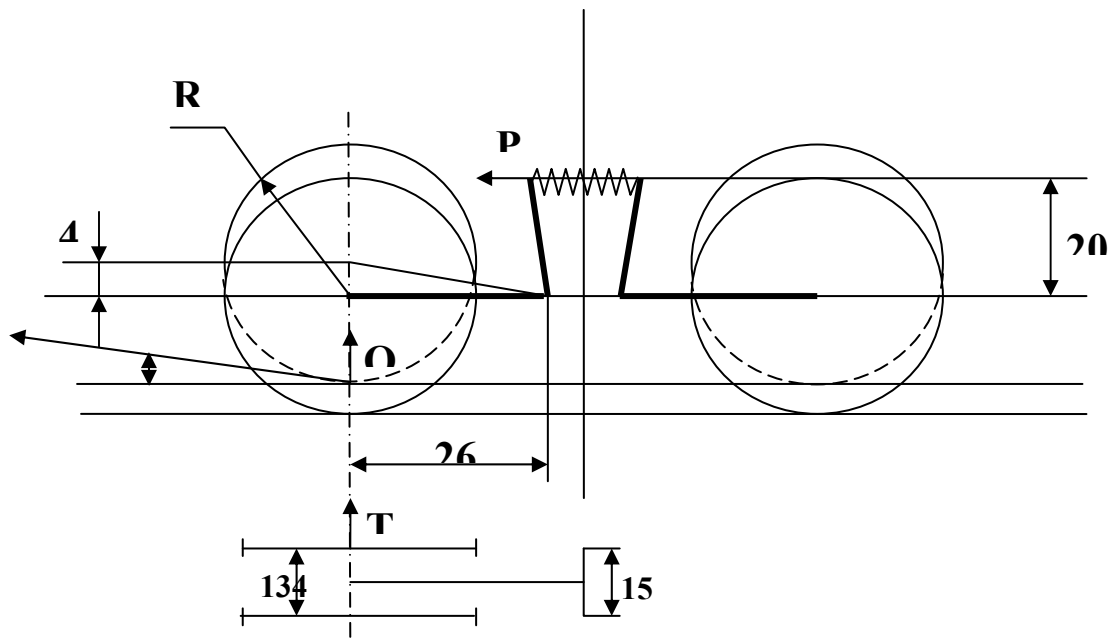


Рисунок 2 – Расчетная схема определения нагрузок на втулки балансира

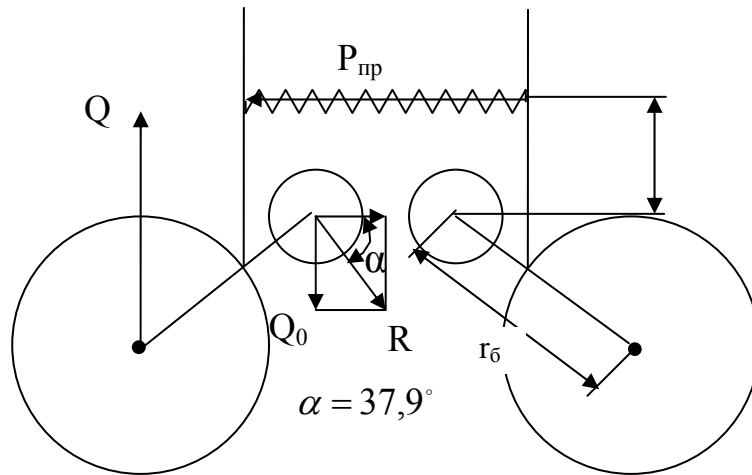


Рисунок 3 – Расчетная схема

$$P_{пр} = \frac{Q \cdot r_{б}}{r_n},$$

$$P_{пр} = \frac{50000 \cdot 0,267}{0,208} = 64182 H.$$

Результирующая сила, действующая на втулку балансира (рис. 3), равна

$$R = \sqrt{Q_0^2 + P_{пр}^2} = 81359,4 H.$$

Поскольку сила тяги не центральная, то возникает поворачивающий момент трактора. При движении трактора, к примеру ХТЗ 150-09, на первой передаче второго диапазона сила тяги на крюке равна  $P_{кр} = 50000 H (5000 кГ)$ , а на второй передаче –  $P_{кр} = 42000 H (4200 кГ)$ .

При работе с 3-х корпусным плугом ПН3-450 смещения силы тяги составит 277 мм (см. рис. 4). Эта величина определяется  $1435/2 + 420/2 + 100 = 277$  мм. Защитная зона принята равной 100 мм.

При работе с 4-х корпусным плугом ПН4-450 смещения не будет

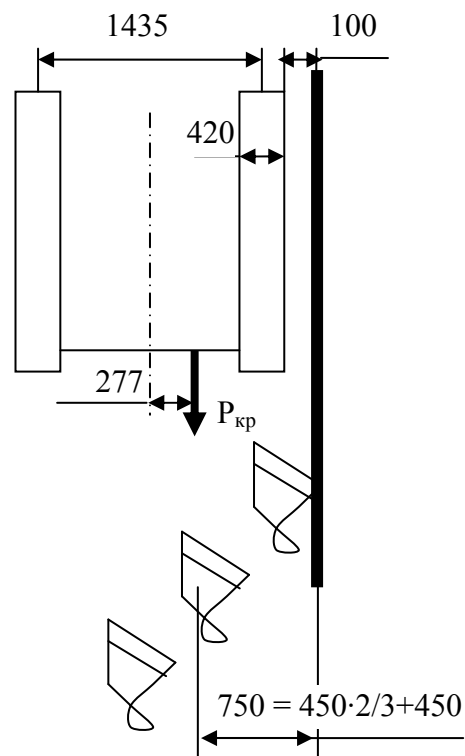


Рисунок 4 – Схема определения смещения силы тяги

при защитной зоне 50 мм ( $1925 - (300 + 450 + 225) = 50$  мм). Если взять защитную зону 100 мм, то смещение в сторону борозды составит 50 мм.

При движении гусеницы в борозде и с плугом ПНЗ-450 без защитной зоны смещение силы в противоположную сторону от борозды  $760 - 507 = 253$  мм. Если задать защитную зону 100 мм, то смещение силы тяги будет 153 мм влево.

Поворачивающий момент при работе с плугом ПНЗ-450 равен:

1 передача II диапазона  $M_n = 50000 \cdot 0,277 = 13850 \text{ Нм} (1385 \text{ кгм})$

2 передача II диапазона  $M_n = 42000 \cdot 0,277 = 11634 \text{ Нм} (1163,4 \text{ кгм})$

Поскольку имеет место большой поворачивающий момент, то водитель подправляет направление движения трактора. При этом на заднем балансира задней каретки возникают дополнительные моменты. При воздействии боковой силы  $T$  на заднем опорном катке задней каретки возникает момент (рис. 2):

1. Момент в вертикальной плоскости, равный

$$M_1 = Q \varphi R_k,$$

вызывает силу  $M$  (рис. 5) в отверстии балансира.

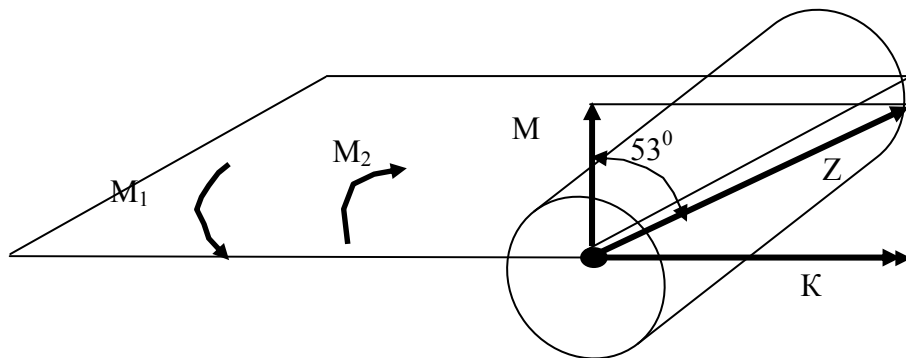


Рисунок 5 – Расчетная схема при повороте

Если  $Q = 50 \text{ кН}$ , а  $\varphi = 1$ , то сила

$$M = \frac{50000 \cdot 1 \cdot 0,2}{0,075} = 133333 \text{ Н} (13333 \text{ кг}).$$

Такой случай может быть, когда подворот трактора совпадает с контактом витка пружины на виток («утыканием» пружин) каретки.

2. Момент в горизонтальной плоскости равен:

$$M_2 = Q \cdot \varphi \cdot 0,267.$$

Он вызывает силу в отверстии балансира (рис. 5)

$$K = \frac{50000 \cdot 1 \cdot 0,267}{0,075} = 178000 \text{ Н} (17800 \text{ кг})$$

Результирующая сила при подвороте в отверстии балансира будет равна

$$Z_{\max} = \sqrt{M^2 + K^2} = 222399H (22239\text{кг}).$$

Такой случай возможен редко, но этого достаточно для того, чтобы разрушить отверстие балансира.

Если принять, что трактор движется на горизонтальном участке при силе тяги на крюке 50 кН (1 передача 2 диапазона), нагрузка на задний опорный каток  $Q = 9000H$ , а минимальная результирующая сила  $Z_{\min} = 40031H$ .

Если принять, что нагрузка будет приложена не на середине подшипников отверстия балансира, а в крайние точки, тогда

$$Z_{\max} = 111199H (11119\text{кг})(11\text{тонн});$$

$$Z_{\min} = 20015H (2001\text{кг})(2\text{тонны}).$$

Чугун ВЧ-45-5 имеет  $\sigma_{\epsilon} = 450\text{МПа}$ ;  $\sigma_m = 330\text{МПа}$ .

Для оценки напряженно-деформированного состояния разработанной конструкции балансира целесообразно использовать метод конечных элементов. Разработанная 3D модель балансира с помощью соответствующих программ разбивается на элементы сетки (рис. 6). Параметры материала задаются исследователем (см. табл.).

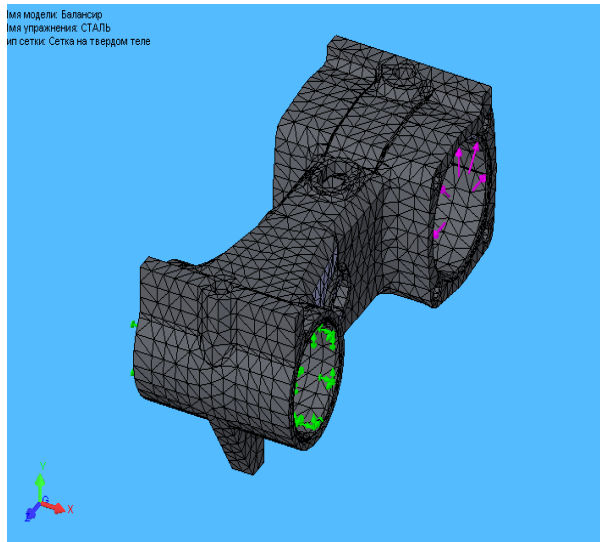


Рисунок 6 – Расчетная модель балансира

Далее задаются граничные условия задачи, а затем выполняется решение и анализ полученных данных. Пример результатов напряженно-деформированного состояния балансира

Таблица – Характеристика чугуна

Свойства	Значение	Единицы измерения
Модуль упругости	$6,6178 \cdot 10^{10}$	Н/м <sup>2</sup>
Коэффициент Пуассона	0,27	
Модуль сдвига	$5 \cdot 10^{10}$	
Массовая плотность	7200	кг/м <sup>3</sup>
Предел прочности при растяжении	$1,5166 \cdot 10^8$	Н/м <sup>2</sup>
Предел прочности при сжатии	$5,7217 \cdot 10^8$	Н/м <sup>2</sup>
Коэффициент теплового расширения	$1,2 \cdot 10^{-5}$	К <sup>-1</sup>
Теплопроводность	45	Вт/(м·К)
Удельная теплоемкость	510	кДж/(кг·К)

підвески трактора представлений на рис. 7.

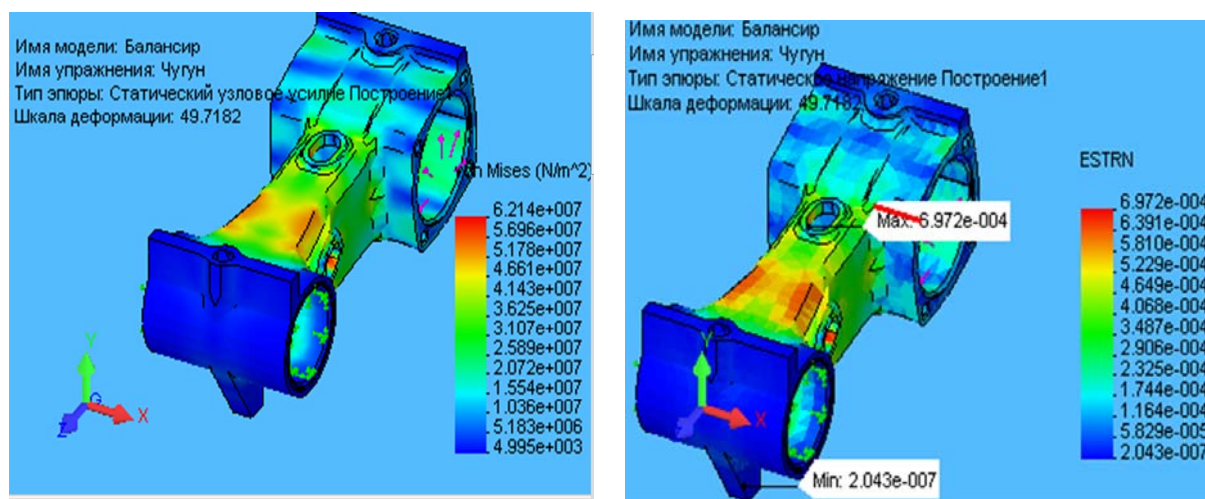


Рисунок 7 – Напряжения и деформации в балансире подвески гусеничного трактора

### Выводы

1. При определении нагруженности балансира подвески необходимо учитывать нагрузки на его составляющие элементы при сборке и на предельных (аварийных) режимах работы гусеничного трактора с агрегатируемым орудием.
2. Существенную нагрузку на балансир задает не центральная сила тяги при выполнении трактором пахоты на пониженных передачах с максимальными тяговыми усилиями.
3. Максимальные нагрузки в балансире на предельных режимах достаточные для разрушения его отверстий.
4. Для трактора ХТЗ-150-09 минимальная и максимальная результирующая сила, действующая на втулку балансира, может отличаться более чем в 2,5 раза.
5. Оценка НДС балансира позволяет наглядно представить изменения напряжений и деформаций в нем и своевременно усовершенствовать конструкцию.
6. При прямолинейном движении трактора ХТЗ-150-09 максимальные напряжения в балансире составляют порядка 60 МПа, а при подворотах они могут возрасти в несколько раз. В случае опоры на крайние точки катка также наблюдается существенное возрастание напряжений в балансире.

**Список литературы:** 1. Анилович В.Я., Водолажченко Ю.Т. Конструирование и расчет сельскохозяйственных тракторов. – М.: Машиностроение, 1976. – 455 с. 2. Писарев В.П. Проектирование ходовых систем быстроходных гусеничных машин. Учеб. пособие. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2002. – 218 с. 3. Шарипов В.М. Конструирование и расчет тракторов: Учебник для студентов, обучающихся по специальности «Автомобиле- и тракторостроение» направления подготовки дипломированных специалистов «Транспортные машины и транспортно-технологические комплексы». – М.: Машиностроение, 2004. – 592 с. 4. Писарев В.П., Ольшанский В.П. Запасы прочности балансиров подвески транспортера-тягача легкой весовой категории // Автомобильный транспорт. Сб. науч. трудов. – Харьков: ХНАДУ, 2002. – Вып. 9. – С.82-85.